

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

Návrh kondenzátoru vlhkosti z bioplynu
Design of Condenser Humidity from Biogas

Student:

Ing. Zuzana Spisarová Kautská

Vedoucí:

doc. Ing. Zdeněk Kadlec Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zuzana Spisarová Kautská**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh kondenzátoru vlhkosti z bioplynu**
Design of Condenser Humidity from Biogas

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kondenzátor vlhkosti z bioplynu (vstupní teplota 30 °C, výstupní 5°C, průtok 0,6725 kg/s). Chladicí medium je voda (vstupní teplota 1 °C, výstupní 5,3 °C, průtok vody 3,5885 kg/s, tlak 0,4 MP). Proveďte jeho tepelný, případně hydraulický výpočet. Proveďte konstrukční řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. *Základy sdílení tepla*. Ostrava: SPBI Spectrum, 2000. 110 s. ISBN 80-902001-1-7
- [2] ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSSLER, J. *Parní kotle*. Praha 1 : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983. Teoretické základy spalování, s. 864.
- [3] KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava: SPBI Spectrum, 2009. 100 s. ISBN 978-80-7385-061-6
- [4] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Česka technika, nakladatelství ČVUT, 1999. 978-80-01-03757-7.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2015

..... S. Šamr

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vlastní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu užití mohou jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2015

..... S. Spisarová Kautská

Jméno a příjmení autora práce:

Ing. Zuzana Spisarová Kautská

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vizovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SPISAROVÁ KAUTSKÁ, Z. *Návrh kondenzátoru vlhkosti z bioplynu: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2015, 58 s. Vedoucí práce: Kadlec, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem výměníku tepla, který by zkondenzoval vodní páru z konkrétního složení bioplynu. Při tepelném návrhu výměníku se změnou fáze byla použita metoda ϵ -NTU, která ojedinělým způsobem řeší přínos latentního a zjevného tepla na straně bioplynu. Zde byl jako kondenzační výměník vybrán Helical Multicoil Exchanger (spirálovitý výměník) zejména pro svůj vysoký koeficient přestupu tepla v trubkách a zajištění čisté protiproudnosti médií. Tepelný a konstrukční návrh je proveden tak, aby mohl být využit v praxi. Části kondenzátoru jsou zkontrolovány pevnostním výpočtem a pro oba prostory je vypočítána tlaková ztráta.

Klíčová slova:

Bioplyn, kondenzátor, ϵ -NTU, protiproudnost

ANNOTATION OF THESIS

SPISAROVÁ KAUTSKÁ, Z. *Design of Condenser Humidity from Biogas: thesis*. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Energy, 2015, 58 p. Supervisor: Kadlec, Z.

This thesis describes the design of the heat exchanger, which condensed water vapor from the specific composition of biogas. In the heat exchanger design change phase method was used ϵ -NTU, which solves the unique contribution of latent and sensible heat on the side of biogas. There was chosen as the condensing exchanger Helical Multicoil Exchanger (helical exchanger) especially for its high heat transfer coefficient in the pipes and ensuring clean against flow media. Thermal and structural design is made so that it can be used in practice. Parts of the capacitor are checked and strength calculation for both areas is calculated pressure loss.

Keywords:

Biogas, condenser, ϵ -NTU, against flow

Obsah

| | |
|--|-----------|
| SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ | 7 |
| 1. ÚVOD | 11 |
| 2. BIOPLYN..... | 12 |
| 2.1 PROCES ZÍSKÁVÁNÍ BIOPLYNU | 12 |
| 2.2 PODMÍNKY PRO TVORBU BIOPLYNU | 12 |
| 2.3 PARAMETRY BIOPLYNU | 15 |
| 2.4 VYUŽITÍ BIOPLYNU | 16 |
| 3. VODNÍ PÁRA V BIOPLYNU..... | 18 |
| 3.1 ZADÁVACÍ PARAMETRY KONDENZÁTORU | 18 |
| 3.2 LÁTKOVÉ SLOŽENÍ BIOPLYNU | 18 |
| 4. NÁVRH VÝMĚNÍKU..... | 19 |
| 4.1 PROUDOVÉ SCHÉMA | 19 |
| 4.2 BILANCE..... | 20 |
| 4.3 VYPLŇOVÁNÍ TABULKY BILANCÍ | 22 |
| 4.4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU | 27 |
| 5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH VÝMĚNÍKU..... | 39 |
| 5.1 KONSTRUKCE VÝMĚNÍKU | 39 |
| 5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET..... | 40 |
| 5.3 HYDRAULICKÝ VÝPOČET | 40 |
| 6. ZÁVĚR..... | 44 |
| SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY..... | 45 |
| SEZNAM OBRÁZKŮ | 48 |
| SEZNAM TABULEK..... | 49 |
| SEZNAM PŘÍLOH..... | 50 |

Seznam použitých značek a symbolů

| Symbol | Jednotka | Význam |
|--|------------------------|---|
| CH ₄ | [-] | Methan |
| C ₂ H ₄ O ₂ | [-] | Kyselina octová |
| C ₃ H ₆ O ₂ | [-] | Kyselina propionová |
| CO ₂ | [-] | Oxid uhličitý |
| H ₂ | [-] | Vodík |
| H ₂ O | [-] | Voda |
| H ₂ S | [-] | Sulfan |
| N ₂ | [-] | Dusík |
| NH ₃ | [-] | Amoniak |
| O ₂ | [-] | Kyslík |
| a | [m ² /s] | teplotní vodivost |
| a _r | [-] | poměr plochy průtoku prostoru plášťového a trubkového |
| A | [m ²] | plocha |
| A ₁ | [m ²] | mezitrubkový průřez |
| A _T | [m ²] | plocha pro průtok v trubkovém prostoru |
| c _p | [J/kg.K] | měrná tepelná kapacita při stálém tlaku |
| d | [m] | vnější průměr teplosměnné trubky |
| d _i | [m] | vnitřní průměr teplosměnné trubky |
| D ₁ | [m] | průměr první vrstvy vinutých trubek |
| D ₂ | [m] | průměr druhé vrstvy vinutých trubek |
| D _{AB} | [m ² /s] | difuzivita |
| D _{min} | [m] | vnitřní průměr trubkového svazku |
| D _{max} | [m] | vnější průměr trubkového svazku |
| f ₁ | [-] | součinitel tření |
| f ₂ | [-] | korekce průtoku z důvodu třecích sil |
| G | [kg/m ² .s] | plošný hmotnostní tok |
| h | [J/kg] | entalpie |
| \bar{h}_{KL} | [J/kg] | výparné teplo |

| Symbol | Jednotka | Význam |
|------------------|-----------------------|---------------------------------------|
| H_i | [m] | stoupání šroubovice |
| \dot{H} | [W] | entalpický tok |
| k | [W/m ² .K] | koeficient prostupu tepla |
| k^m | [kg/kg] | hmotový zlomek - koncentrace |
| k^n | [mol/mol] | molový zlomek - koncentrace |
| l | [m] | délka rozvinuté teplosměnné trubky |
| L | [m] | délka svazku |
| Le | [-] | Lewisův faktor |
| m | [ks] | počet trubek v poslední řadě |
| \dot{m} | [kg/s] | hmotnostní tok |
| M | [kg/mol] | molová hmotnost |
| n | [-] | počet trubek v první řadě |
| n_i | [ks] | počet trubek ve vrstvě |
| N | [ks] | celkové množství teplosměnných trubek |
| Nu | [-] | Nusseltovo kritérium |
| p | [m] | vzdálenost trubek ve vrstvě |
| p | [Pa] | tlak |
| p_p | [-] | index protiproudnosti |
| $p^{sat}_{H_2O}$ | [Pa] | tenze vodních par |
| Pr | [-] | Prandtlovo kritérium |
| P_y | [-] | korekce součinitele tření |
| Q | [W] | tepelný výkon |
| r | [-] | startovací faktor |
| Re | [-] | Reynoldsovo kritérium |
| s | [m] | tloušťka stěny teplosměnné trubky |
| t | [m] | vzdálenost řad trubek |
| T | [K] | teplota |
| U | [J] | vnitřní energie systému |
| v | [m/s] | rychlost proudu |
| V | [m ³] | objem systému |

| Symbol | Jednotka | Význam |
|----------------|-----------------------|----------------------------|
| V | [m ³ /mol] | molární objem |
| W ₁ | [J/s.K] | menší z tepelných kapacit |
| W ₂ | [J/s.K] | větší z tepelných kapacit |
| x | [kg/kg] | měrná vlhkost |
| Z | [-] | člen |
| α | [W/m ² .K] | koefficient přestupu tepla |
| Δ | [-] | rozdíl hodnot |
| ρ | [kg/m ³] | měrná hmotnost |
| η_T | [-] | termická účinnost |
| η | [Pa.s] | dynamická viskozita |
| λ | [W/m.K] | tepelná vodivost |

Indexy

| | | |
|----|-----|---|
| 1 | [-] | proud 1, vstup bioplynu |
| 1 | [-] | prostor 1 |
| 11 | [-] | vstupní teplota bioplynu |
| 12 | [-] | výstupní teplota bioplynu |
| 2 | [-] | proud 2, výstup bioplynu bez vodní páry |
| 2 | [-] | prostor 2 |
| 21 | [-] | vstupní teplota chladicí vody |
| 22 | [-] | výstupní teplota chladicí vody |
| 3 | [-] | proud 3, výstup kondenzátu |
| 4 | [-] | proud 4, vstup chladicí vody |
| 5 | [-] | proud 5, výstup chladicí vody |
| A | [-] | člen A |
| B | [-] | člen B |
| i | [-] | člen |
| n | [-] | molová |
| SS | [-] | suchá směs |

| Symbol | Jednotka | Význam |
|--------|----------|------------|
| VS | [-] | vlhká směs |
| x | [-] | vlhká |
| w | [-] | stěna |

1. Úvod

Z praxe bylo zjištěno, že odvlhčování bioplynu je vhodné provádět pokaždé, když se využívá bioplynu jako paliva. Vodní pára obsažená v bioplynu snižuje energetický přínos bioplynu a má vliv na zkrácení servisních intervalů použitých zařízení. V případě, že bioplyn obsahuje škodliviny jako je H_2S , NH_3 a Syloxany je nutné nasazení adsorpčních filtrů. Při vysokém obsahu vodní páry v bioplynu je, ale zhoršen přístup do pórů aktivního uhlí.

Nutnost a snaha zvyšovat energetickou účinnost technických zařízení, jež vyplývá ze stále se zvyšujících nákladů za energie a omezených zdrojů fosilních paliv na Zemi, vede k uplatňování stále sofistikovanějších technických řešení a konstrukcí. V tepelné technice po plošném zavedení pájených nebo skládaných deskových výměníků se zdálo být toto technické řešení co do efektivity přenosu tepla, dosažených výkonů a termické účinnosti nepřekonatelné.

Potřeba pružnější úpravy rozměrů, provozních parametrů, řešení kompenzace dilatačních problémů a čistitelnosti prostorů tepelných výměníků vedla k vývoji šroubovitě vinutých trubkových výměníků. Tyto výměníky jsou sice známy konstrukčně komplikovaným řešením svazku trubek, ale současně je s tím získávána neuvěřitelná variabilita co do počtu technologických parametrů při zachování mimořádně vysokých součinitelů prostupu tepla na obou stranách medií. Znamená to, že lze dosahovat v malých prostorách velmi efektivního přenosu tepla.

V následující práci je přiblížen výpočtový postup a návrh výměníku pro kondenzaci vlhkosti z bioplynu. V minulosti výpočtáři museli zvažovat jak zahrnout složku latentního tepla do návrhového a následujícího přesného kontrolního výpočtu tepelného výměníku. Přínosem této práce je jednoduché přiblížení jak tento problém efektivně řešit spolu se známým Mollierovým vyjádřením vlhkosti vlhké vzdušiny a zavedením tepelné kapacity proudu vlhké vzdušiny.

2. Bioplyn

Bioplyn je plynná směs získávána při methanové anearobní fermentaci organických látek. Tato směs se v ideálním případě skládá z methanu (CH_4) a oxidu uhličitého (CO_2). Běžněji se ale setkáváme s tím, že bioplyn obsahuje i zbytky vzdušných plynů (N_2 , O_2 , H_2) a vodní páru. [1]

2.1 Proces získávání bioplynu

Methanová anearobní fermentace je soubor více dějů, při kterých směs mikroorganismů postupně rozkládá organické látky bez přístupu vzduchu. Rozklad organických látek je řízená metabolická součinnost různých skupin mikroorganismů, probíhající ve čtyřech fázích:

1. fáze - **Hydrolyza** – přeměna, pomocí enzymů (hydroláz), makromolekulární organické látky (lipidy, polysacharidy, proteiny) na nízkomolekulární organickou látku rozpustnou ve vodě.
2. fáze - **Acidogeneze** – další rozklad je za pomoci acidogenních bakterií na jednoduché organické látky (hlavně na nižší mastné kyseliny, alkoholy, CO_2 , H_2).
3. fáze - **Acetogeneze** – následuje rozklad octotvornými bakteriemi na acetáty, CO_2 a H_2 .
4. fáze - **Methanogeneze** – methanové bakterie vytvoří CH_4 , CO_2 a H_2O .

Vyjmenované fáze jsou na sebe navazující, ovšem při kontinuálním provozu probíhají současně a nejsou odděleny ani časově ani místně. Výjimku tvoří technologie rozdělené do dvou stupňů. V prvním stupni probíhá první a druhá fáze, případně jen první fáze. Zbytek fází probíhají ve druhém stupni. Třetí a čtvrtou fází nelze úplně prostorově oddělit vzhledem ke vztahu acetogenních a methanových bakterií.

[1] [2]

2.2 Podmínky pro tvorbu bioplynu

Různé typy methanových bakterií vyžadují různé typy péče, ale u všech se řeší vhodné životní prostředí.

Vlhkost prostředí

Methanové bakterie se mohou množit a pracovat pouze při dostatečné vlhkosti prostředí, tzn. že organické látky musí být zality alespoň z 50% vodou.

Eliminace kyslíku

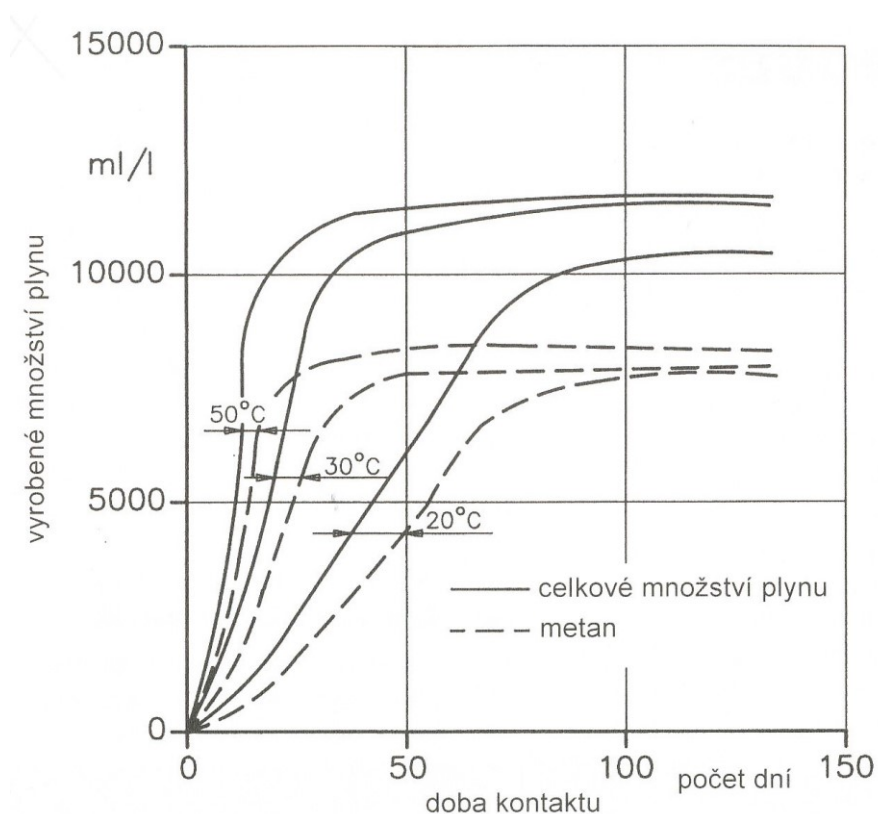
Methanové bakterie jsou přísně anaerobní. Obsahuje-li organická látka kyslík, aerobní bakterie ho spotřebují v první fázi fermentace.

Vliv světla

Světlo pouze brzdí proces fermentace, bakterie neničí. Přesto je vhodné zamezit přístupu světla, což je technicky snadné.

Stabilní teplota

Methanové bakterie pracují v teplotním rozmezí 0 až 70 °C. Až na několik výjimek při vyšší teplotě bakterie hynou. Při nižších teplotách bakterie nepracují, pouze přežívají.



Obr. 1 Vliv teploty vyhnívacího procesu a doby kontaktu na množství a složení vyrobeného plynu [2]

Jak je z Obr. 1 patrné, je na teplotě silně závislá rychlost vyhnívání. Odečítáme z něj, že čím je vyšší teplota, tím je kratší doba rozkladu a vyhnívání. Při rychlejším rozkladu je vyšší produkce bioplynu, za to kratší doba vyhnívání má za následek nižší obsah methanu v bioplynu.

Hodnota pH

Podíl vodíkových iontů H_3O^+ ovlivňuje fermentační procesy přímo i nepřímo. Nepřímým způsobem se myslí acidobasická rovnováha organických a anorganických iontů, zejména rovnováha CO_2 , NH_3 , H_2S , $\text{C}_2\text{H}_4\text{O}_2$, $\text{C}_3\text{H}_6\text{O}_2$. Hodnota pH se u většiny biologických systémů pohybuje v rozmezí 6 až 8.

Vyvážený poměr živin

Methanové bakterie nerozkládají tuky, uhlovodíky a celulózu v čisté formě. Bakterie pro svoji práci potřebují minerální látky, rozpustné dusíkaté sloučeniny a stopové prvky. Tím se dosáhne vyváženého poměru zásaditosti a kyselosti.

Zvýšení kontaktní plochy

Pro proces vyhnívání je výhodné, když se organické látky upraví tak, aby se jim zvýšila dotyková plocha. Např. sláma se rozseká na vlákna a tím se zamezí tvorbě kalového stropu, což má za následek zkrácení procesu vyhnívání.

Inhibitory

Desinfekční prostředky, antibiotika, organické kyseliny a chemoterapeutika mohou proces fermentace zpomalovat, při vyšších koncentracích dokonce úplně zastavit.

Pravidelný přísun substrátu

Chceme-li se vyhnout nadměrnému zatížení a poklesu teplot v plnicí sekci, musíme zajistit pravidelný přísun organických látek, např. jednou denně.

Odplyňování při fermentaci

Methanové bakterie mohou vykazovat vysoký rozkladný výkon pouze tehdy, když je bioplyn průběžně odváděn. Neodvádí-li se bioplyn z fermentorů, může v nich docházet ke zvýšení tlaku bioplynu a k následným škodám. V některých případech je vhodné substrát promíchat několikrát za den. [1] [2]

2.3 Parametry bioplynu

Složení bioplynu

| | |
|---|------------|
| CH ₄ | 50 až 70 % |
| CO ₂ | 20 až 40 % |
| Vzdušné plyny (N ₂ , O ₂ , H ₂) | 5% |
| Vodní pára | 5 % |

Výhřevnost bioplynu

Hodnota výhřevnosti bioplynu je závislá na obsahu methanu. Při obsahu methanu 50 – 70 obj. % se výhřevnost pohybuje v rozmezí 18 až 25 MJ/m³.

Měrná hmotnost bioplynu

Měrná hmotnost bioplynu je závislá na koncentraci jednotlivých složek. Při složení bioplynu z 60 % methanu, 35 % oxidu uhličitého, 5 % stopových plynů je hodnota měrné hmotnosti 1,21 kg/m³, tzn. že je lehčí než vzduch. Z toho vyplývá, že proudící bioplyn se nehromadí v prohlubních nebo u podlahy. Při stoupání se intenzivně mísí se vzduchem, což zmenšuje nebezpečí hoření nebo výbuchu.

Zápalnost

Zápalná teplota je poměrně vysoká, pohybuje se v rozmezí 650 až 750 °C. Z pohledu bezpečnosti provozu je toto příznivý faktor.

Maximální rychlost postupu plamene ve vzduchu je 0,25 m/s, což se projevuje jako pomalé šíření hoření způsobené příměsí CO₂.

Bioplyn hoří jen při určitých zápalných koncentracích bioplynu ve směsi bioplynu a vzduchu, tedy v rozmezí od 6 do 12 %. Znamená to, že kdybychom chtěli, škrtnout sirkou přímo v plynojemu, sirka by pro absenci kyslíku okamžitě zhasla. Respektive, vůbec by nedošlo k jejímu zapálení.

Teoretická potřeba vzduchu ke stechiometrickému hoření činí 5,7 m³ vzduchu na 1 m³ bioplynu. Jelikož je nemožné docílit ideální směsi bioplynu a vzduchu v hořáku či motoru, potřebuje se při skutečném hoření přebytek vzduchu 20 až 30 %. [2] [3] [4] [5]

2.4 Využití bioplynu

Využívání bioplynu je prakticky totožné s využíváním zemního plynu anebo jiných topných plynů. Nejrozšířenější způsoby využití bioplynu jsou:

- Spalování

Spalováním bioplynu získáváme teplo, které se používá např. pro vytápění, ohřev užitkové vody, sušení. Je možné i na bioplynu vařit, ale využívá se spíš v rozvojových zemích, kde je nedostatek dřeva. Při vytápění pomocí bioplynu se používají kotle buď s dmychadlovými hořáky, nebo s atmosférickými hořáky. Cenově přijatelnou alternativou je průtokový ohřívač užitkové vody s atmosférickým hořákem.

- Výroba elektrické energie

Z hlediska účinnosti jsou dva výhodné typy výroby elektrické energie. První je kogenerace a druhý je trigenerace. Účinnost kogenerace se pohybuje v rozmezí 80 až 90 %, zbytek jsou ztráty. Z tohoto důvodu je kogenerace momentálně nejpoužívanější systém využití bioplynu.

Kogenerace je, když se zároveň s elektřinou získává i teplo ohřevem teplotnosného média. Pro výrobu elektrické energie se používá spalovací motor, který pohání generátor. Chlazením motoru a výfukových plynů se získává teplo pro vytápění.

Trigenerace je kombinovaná výroba elektřiny se získáváním tepla a chladu zároveň. Je to vlastně kogenerační jednotka rozšířená o absorpční chladicí jednotku. Z pohledu ekonomiky provozu je toto spojení výhodné, protože při snaze maximálního využití kogenerační jednotky i v letních měsících se nevyrábí teplo, ale chlad např. pro klimatizaci.

Dalšími způsoby využití bioplynu jsou:

- Použití v dopravě

Jako alternativní palivo v dopravních prostředcích se nepoužívá přímo bioplyn, nýbrž upravený biometan, což je bioplyn zbavený oxidu uhličitého a obsahující asi 98 % methanu. Biometan je totožný se stlačeným zemním plynem (CNG), liší se jen ve způsobu vzniku.

- **Zásobování plynovodní sítě**

Než může být bioplyn zaveden do plynovodní sítě se zemním plynem, musí se nejdříve odsířit, odvodnit a zbavit oxidu uhličitého.

- **Výroba elektřiny na palivových článcích**

Palivové články přeměňují energii z chemické reakce na elektřinu při účinnosti dosahující až 70 %. Zbytek je teplo využitelné např. pro vytápění. Palivo je vodík získaný z bioplynu a podle typu palivového článku je oxidační činidlo kyslík, nebo vzduch. Energetická účinnost je cca 85 %.

- **Výroba biovodíku**

Vodík je možné z bioplynu získávat chemickými postupy. Problémem je, že tyto postupy produkují zbytkový oxid uhličitý, který je nutno odstranit. Je tedy vhodné řešit zpracování oxidu uhličitého přidruženou technologií. Základní environmentální problém, zneškodnění oxidu uhličitého se může řešit kultivací zelených autotrofních řas, které oxid uhličitý dokážou konvertovat na biomasu.

- **Termofotovoltaika**

Termofotovoltaika využívá spalování, kde z hořáků proudí horké spaliny kolem prvků citlivých na infračervené záření.

[2] [5] [6] [7] [8] [9]

3. Vodní pára v bioplynu

Voda v bioplynu je problém zejména u spalovacích motorů. Možná řešení jsou ve vhodné konstrukci samotného motoru, anebo odstranění vlhkosti z bioplynu kondenzací, což je předmětem této práce.

3.1 Zadávací parametry kondenzátoru

| | |
|--------------------------|--|
| Médium 1 | bioplyn (CO_2 – 29,5%, CH_4 – 66,637%, H_2O – 3,863%) |
| Vstupní teplota média 1 | 30 °C |
| Výstupní teplota média 1 | 5 °C |
| Průtok média 1 | 0,6725 kg/s |
| Médium 2 | chladicí voda |
| Vstupní teplota média 2 | 1 °C |
| Výstupní teplota média 2 | 5,3 °C |
| Průtok média 2 | 3,5885 kg/s |
| Vstupní tlak média 2 | 0,4 MPa |

3.2 Látkové složení bioplynu

Při návrhovém výpočtu výměníku je potřeba znát i objemové složení bioplynu jako suché směsi, tedy směsi plynů bez vody. Přepočít suché směsi se provede dle rovnic (1) a (2).

$$x_{ss,\text{CO}_2} = \frac{x_{\text{CO}_2}}{(x - x_{\text{H}_2\text{O}})} \quad (1)$$

$$x_{ss,\text{CH}_4} = \frac{x_{\text{CH}_4}}{(x - x_{\text{H}_2\text{O}})} \quad (2)$$

| složky směsi | vlhká směs | suchá směs |
|----------------------|------------|------------|
| CO_2 | 29.5% | 30.69% |
| CH_4 | 66.637% | 69.31% |
| H_2O | 3.863% | 0.00% |
| suma | 100.00% | 100.00% |

Tabulka 1. Složení bioplynu

4. Návrh výměníku

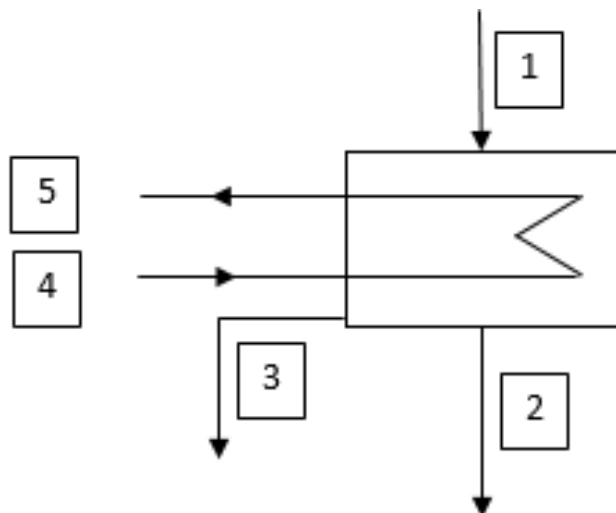
Mezi vhodné typy výměníků pro kondenzaci vody z bioplynu patří deskové výměníky a trubkové výměníky tepla typu Helical Multicoil Exchanger, zkráceně Hemce.

Velkou výhodou výměníku Hemce je vysoký součinitel přestupu tepla na straně vnitřního prostoru trubek a to díky intenzivní turbulizaci proudu. U deskových výměníků je obvykle dosahováno vysokých součinitelů přestupu tepla v obou pracovních prostorech- na straně obou medií. Deskový výměník většinou nedosáhne úplné protiproudnosti z konstrukčních důvodů výroby desek. U výměníku Hemce lze dosáhnout vysoké hodnoty účinnosti díky možnosti po celé délce svazku trubek zajistit protiproudného uspořádání toku pracovních medií. V případě, že bioplyn nese tuhé znečišťující látky (TZL) je na rozdíl od deskového výměníku s omezenou variabilitou konstrukce, lépe čistitelný výměník Hemce, u kterého může být pamatováno na čištění mezitrubkového prostoru a konstrukce je tomu přizpůsobena. Pokud technolog u výměníku Hemce potřebuje snížit tlakové ztráty v trubkách, může zareagovat změnou tzv. start faktoru, změnou počtu vrstev, změnou průměru, změnou poměru rozteče, čímž se zvětší průtočný průřez uvnitř trubek. U deskového výměníku tato variabilita není úplně možná, protože desky jsou omezeny sadou dostupných výrobních matic.

Po zhodnocení jednotlivých výhod a nevýhod u obou typů výměníků, byl zvolen pro kondenzaci vody z bioplynu typ výměníku Hemce.

4.1 Proudové schéma

Prvním krokem při návrhu výměníků je vytvoření proudového schéma, které je i podkladem pro bilanční výpočty. V trubkách je zamýšlena chladicí voda, jejíž průtočné množství se nemění. V mezitrubkovém prostoru je přiváděn bioplyn u kterého se vstupní průtočné množství [1] rozděluje na dva nestejně velké výstupy, kondenzát [3] a bioplyn zbavený vody [2].



Obr. 2 Proudové schéma kondenzátoru

4.2 Bilance

Bilance je souhrnný přehled průtoků a stavů veličin v izolovaném systému za jednotku času. Při tvorbě bilance vycházíme z prvního Zákona termodynamiky neboli ze zákona o zachování energie, který říká, že v izolovaném systému je suma všech energií konstantní. To znamená, že mechanickou energii můžeme přeměňovat v tepelnou a naopak. Pro bilanční období tedy platí, že

$$\left(\begin{array}{c} \text{součet} \\ \text{množství} \\ \text{veličiny} \\ \text{do systému} \\ \text{vstupující} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{součet} \\ \text{množství} \\ \text{veličiny} \\ \text{ze systému} \\ \text{vystupující} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{akumulace} \\ \text{veličin} \\ \text{v systému} \end{array} \right) \quad (3)$$

Hmotnostní bilance

Při hmotnostní bilanci vycházíme ze zákona o zachování hmoty, který popisuje kvantitativní vztah mezi složením a množstvím směsi vstupující do systému, vystupující ze systému a v systému obsažených.

Výsledky z rozboru jednotlivých uzlů proudového schéma jsou:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (4)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (5)$$

Bilance entalpie

Entalpie je termodynamická veličina, která řeší energii v systému uloženou. Entalpie se skládá z tepelné energie zastoupené vnitřní energií a z mechanické energie, odpovídající součinu pV . Základní vztah pro entalpii je

$$h = U + p * V \quad (6)$$

Entalpie, jako termodynamická veličina, je závislá jen na počátečním a konečném stavu systému. Je-li v systému stálý tlak ($dp=0$) a to při uvažovaném procesu kondenzace vodní páry z bioplynu ve zjednodušení nastane, byla proto zavedena měrná tepelná kapacita při stálém tlaku c_p , která se na výpočtu entalpie podílí

$$dh = c_p * dT \quad (7)$$

Tepelnou kapacitu c_p složek bioplynu, je-li tlak systému konstantní, je možno uvádět ve výpočtových vztazích jako funkce závislosti na teplotě. Tyto závislosti se zjišťují empiricky v kalorimetru a pomocí korelací se vyjadřují jako polynom

$$c_p = a + b * T + c * T^2 + d * T^3 + \dots \quad (8)$$

Definice entalpického toku media

Entalpickým tokem media v daném stavu je nazývána veličina, která je součinem entalpie h vztažené na jednotku hmoty a hmotového průtoku \dot{m} media v čase. Jednotkou entalpického toku je J/s tedy W.

V souladu s rovnicí dle vztahu (3) je bilance entalpických toků dle jednotlivých uzlů proudového schéma, Obr. 2, vyjádřena následujícím vztahem

$$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5 \quad (9)$$

po úpravě

$$\dot{m}_1 * h_1 - (\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_3 * h_3) = \dot{m}_4 * h_4 - \dot{m}_5 * h_5 \quad (10)$$

Tabulka bilancí

Pro přehlednost je vhodné uvést v tabulkové formě, jak zadávací hodnoty, tak i výsledky prováděných výpočtů:

- popis a označení jednotlivých proudů medií,
- tlak a teplotu vzdušiny a chladicí vody v daném proudu
- hmotové množství vlhké vzdušiny, hmotové množství suché vzdušiny v daném proudu
- měrnou vlhkost, entalpii vlhké směsi v daném proudu (stavu)
- entalpii chladicí vody v daném proudu
- Entalpické toky proudů

Dle vztahu (5) je na straně trubek zápis do tabulky bilancí jednoznačný. Mění se teplota T , entalpie h a entalpický tok \dot{H} . Tlak p a hmotnostní tok \dot{m} zůstávají konstantní. Na straně pláště je konstantní pouze tlak p .

| proud č. | popis proudů | p [MPa] | T [K] | $\dot{m}_{(1+x)}$ [kg/s] | \dot{m}_{iss} [kg/s] | x_i [kg _{H2O} /kg _{SS}] | h [kJ/kg] | \dot{H} [kW] |
|-------------|--|--------------|------------|-----------------------------|---------------------------|---|----------------|-------------------|
| 1 | vstup bioplynu | | | | | | | |
| 2 | výstup bioplynu (bioplyn zbaven vody) | | | | | | | |
| 3 | odvod kondenzátu | | | | | | | |
| 4 | vstup chladicí vody | | | | | | | |
| 5 | výstup chladicí vody | | | | | | | |

Tabulka 2. Prázdná tabulka bilancí

[10] [11] [12]

4.3 Vyplňování tabulky bilancí

Aby se mohla vyplnit tabulka bilancí je potřeba vypočítat některé veličiny a to zejména u bioplynu. Jedná se o měrné vlhkosti, entalpie bioplynu, hmotnostní tok suché směsi a hmotnostní toky výstupu 2 a 3, viz. Obr. 2. V následujících podkapitolách budou používány výrazy stav 1 a 2 místo proud 1 a 2.

Pro všechny používané entalpie v bilanci je výhodné si z tabulek, při daném tlaku, zjistit hodnoty při více teplotách a tyto hodnoty zpracovat do algoritmu, který automaticky při změně teploty zobrazí příslušnou entalpii. Tento krok je výhodný zejména u výstupu chladicí vody, jak bude posléze ukázáno.

Měrná vlhkost bioplynu – stav 1

Jednou z veličin určujících „vlhkost“ směsi plynů je tzv. měrná vlhkost. Tato veličina udává množství vodních par v g nebo v kg obsažených v 1kg suchého plynu. Obvykle je měrná vlhkost označena x a doporučená jednotka je $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ss}}$.

Měrná vlhkost ve stavu 1 odpovídá měrné vlhkosti bioplynu na vstupu do výměníku.

K určení stavu vlhké směsi bioplynu je třeba znát tlak, teplotu a koncentraci složek včetně vody. Výpočtový vztah ke stanovení měrné vlhkosti je

$$x_1 = \frac{(k_{\text{H}_2\text{O}}^{nx} * M_{\text{H}_2\text{O}})}{\left((1 - k_{\text{H}_2\text{O}}^{nx}) * M_{\text{ss}}\right)} \quad (11)$$

kde $k_{\text{H}_2\text{O}}^{nx}$ [kmol/kmol] je koncentrace H_2O ve směsi bioplynu, $M_{\text{H}_2\text{O}}$ [kg/kmol] je molová hmotnost H_2O . M_{ss} [kg/kmol] je molová hmotnost suché směsi plynů. Zjistí se součtem složek směsi v „suchém“ stavu.

$$M_{\text{ss}} = \sum_{i=1}^k k_i^{ns} * M_i \quad (12)$$

kde k_i^{ns} [kmol/kmol] je molová koncentrace složky i v suché směsi, M_i [kg/kmol] je molová hmotnost složky i .

Hmotnostní tok suché směsi

Při výpočtu vstupního entalpického toku se používá jako \dot{m} hmotnostní tok suché směsi. Upraví-li se rovnice

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{1\text{ss}} * (1 + x_1) \quad (13)$$

dostane se vztah pro hmotnostní tok suché směsi.

$$\dot{m}_{1ss} = \frac{\dot{m}_1}{(1 + x_1)} \quad (14)$$

Entalpie – stav 1

Při technických výpočtech s vlhkým bioplynem je účelné vztahovat všechny veličiny na „suchý stav“, protože hmotnost průtoku suché směsi plynů zůstává stejná. Entalpie $(1+x)$ kg vlhké směsi h_{SV} [kJ/kg] se tedy sestává z entalpie suchých složek h_{SS} [kJ/kg] a entalpie vodní páry h_{H_2O} [kJ/kg].

$$h_{1SV} = h_{1SS} + x_1 * h_{1H_2O} \quad (15)$$

$$h_{1SS} = \sum h_i^{ms}(T_{11}) * k_i^{ms} \quad (16)$$

$$h_{1H_2O} = (h_{H_2O}^m(T_{11}) + \bar{h}_{KL}(T_{1, stř.})) \quad (17)$$

kde $h_i^{ms}(T_{11})$ [kJ/kg] je entalpie suchých složek směsi v závislosti na vstupní teplotě, k_i^{ms} [kmol/kmol] je hmotový zlomek (koncentrace) suché složky i v suché směsi, $h_{H_2O}^m(T_{11})$ [kJ/kg] je entalpie vodní páry ve vlhké směsi při vstupní teplotě, $\bar{h}_{KL}(T_{1, stř.})$ [kJ/kg] je výparné teplo vody při střední teplotě bioplynu.

Entalpický tok – stav 1

Obecný tvar výpočtu entalpického toku je součin hmotnostního toku a entalpie, oboje vztažené na příslušný vstup nebo výstup ze systému. Pro stav 1 má výpočet entalpického toku konkrétní podobu

$$\dot{H}_1 = \dot{m}_{1ss} * h_{1SV} \quad (18)$$

Měrná vlhkost bioplynu – stav 2

Jelikož při výměně tepla ve výměníku dochází k vypadávání vody, tedy kondenzaci, mění se i měrná vlhkost bioplynu na výstupu z kondenzátoru.

Vztah pro její výpočet je

$$x_2 = \frac{(k_{H_2O}^{nx2} * M_{H_2O})}{((1 - k_{H_2O}^{nx2}) * M_{ss})} \quad (19)$$

kde $k_{H_2O}^{nx2}$ [kmol/kmol] je molová koncentrace H₂O v bioplynu při výstupu z výměníku. A zjistíme ji díky platnosti Daltonova zákona parciálních tlaků, který zní: „*Tlak směsi plynů je roven součtu parciálních tlaků*“.

$$k_{H_2O}^{nx2} = \frac{p_{H_2O}^{sat}(T_{12})}{p_1} \quad (20)$$

kde $p_{H_2O}^{sat}(T_{12})$ [MPa] je tenze vodních par při výstupní teplotě bioplynu. Tenze vodní páry je tlak, kdy je při dané teplotě vyrovnána plynná a kapalná fáze.

Hmotnostní toky – stav 2

Nejdříve se dle předpokladu vysloví, že hmotnostní tok suché směsi stavu 1 je roven hmotnostnímu toku suché směsi stavu 2, tedy

$$\dot{m}_{1ss} = \dot{m}_{2ss} \quad (21)$$

Pro výpočet \dot{m}_2 tento předpoklad využijeme v rovnici

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{1ss} * (1 + x_2) \quad (22)$$

Entalpie – stav 2

Entalpie pro stav 2 se vypočítá obdobným postupem jako v rovnici (15)

$$h_{2SV} = h_{2SS} + x_2 * h_{2H_2O} \quad (23)$$

$$h_{2SS} = \sum h_i^{ms}(T_{12}) * k_i^{ms} \quad (24)$$

$$h_{2H_2O} = (h_{H_2O}^m(T_{12}) + \bar{h}_{KL}(T_{1, \text{stř.}})) \quad (25)$$

kde $h_i^{ms}(T_{12})$ [kJ/kg] je entalpie suchých složek směsi v závislosti na výstupní teplotě, $h_{H_2O}^m(T_{12})$ [kJ/kg] je entalpie vodní páry ve vlhké směsi při výstupní teplotě.

Entalpický tok – stav 2

Entalpický tok pro stav 2 je dle rovnice

$$\dot{H}_2 = \dot{m}_{2ss} * h_{2sv} \quad (26)$$

Hmotnostní tok kondenzátu

Z obecné bilance hmoty je známo, že vstup hmoty se rovná součtu výstupů a ztrát hmoty z izolovaného systému, viz. rovnice (3). Když se toto pravidlo aplikuje na bioplyn, ve kterém má být voda kondenzována, tak bilanční rovnice hmotnosti nabývá tvaru

$$\dot{m}_{1ss} * (1 + x_1) = \dot{m}_{2ss} * (1 + x_2) + \dot{m}_3 \quad (27)$$

a protože platí rovnice (21), může se rovnice (27) upravit na tvar

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{1ss} * (x_1 - x_2) \quad (28)$$

Po té co se zjistí hodnota hmotnostního toku kondenzátu, provede se kontrola bilance v rámci platnosti II. termodynamického zákona, tzn. zda se rovná hodnota hmotnostního toku na vstupu bioplynu součtu hmotnostních toků na výstupu bioplynu a kondenzátu, viz. rovnice (4).

Entalpie kondenzátu a chladicí vody

Pro kondenzát (proud 3) se pomocí algoritmu zjistí hodnota entalpie H_2O při tlaku 0,11 MPa a teplotě 5 °C.

Chladicí voda má při vstupu a výstupu z výměníku konstantní tlak, mění se teplota. Pro chladicí vodu to tedy jednou bude entalpie H_2O při teplotě 1 °C a po druhé při teplotě, která musí být iterována, aby se zajistila rovnost entalpických toků (viz. Rovnost entalpických toků). Pro začátek je možné použít zadávací hodnotu teploty chladicí vody na výstupu z výměníku 5,3 °C.

Rovnost entalpických toků

Rozdíl entalpických toků $\dot{H}_1 - \dot{H}_2 - \dot{H}_3$ je výkon výměníku na straně bioplynu, který musí být v souladu s rozdílem entalpických toků $\dot{H}_5 - \dot{H}_4$ na straně chladicí vody. Pokud se rozdíl

entalpických toků na straně bioplynu a chladicí vody liší, je nutné změnit již zadanou hodnotu hmotnostního toku chladicí vody anebo výstupní teplotu chladicí vody.

Vyplněná tabulka bilanci

| proud č. | popis proudů | p [MPa] | T [K] | $\dot{m}_{(1+x)}$ [kg/s] | \dot{m}_{iss} [kg/s] | x_i [kg _{H2O} / kg _{ss}] | h [kJ/kg] | \dot{H} [kW] | rozdíl \dot{H} [kW] |
|-------------|---------------------------------------|------------|----------|-----------------------------|---------------------------|---|--------------|-------------------|--------------------------|
| 1 | vstup bioplynu | 0.11 | 303.2 | 0.6725 | 0.653 | 0.0294 | 784.29 | 512.37 | |
| 2 | výstup bioplynu (bioplyn zbaven vody) | 0.11 | 278.2 | 0.6571 | 0.653 | 0.0058 | 676.39 | 441.88 | |
| 3 | odvod kondenzátu | 0.11 | 278.2 | 0.0154 | | | 21.12 | 0.32 | 70.1604 |
| 4 | vstup chladicí vody | 0.4 | 274.2 | 3.5885 | | | 4.58 | 16.44 | |
| 5 | výstup chladicí vody | 0.4 | 278.8 | 3.5885 | | | 24.13 | 86.60 | 70.1603 |

Tabulka 3. Vyplněná tabulka bilanci

[10] [13] [14]

4.4 Návrhový výpočet výměníku

Návrhový výpočet výměníku Hemce je prováděn dle metodiky ε -NTU. Tuto metodu poprvé použili London a Seban (1942). Dle této metody pro výpočet tepelného výkonu výměníku je potřeba definovat geometrickou charakteristiku výměníku, teploty médií na vstupu a jejich hmotnostní průtoky. Výhodou je, že zde do výpočtu tepelného výkonu výměníku nevstupují teploty médií na výstupu, které jsou většinou neznámou veličinou. Konkrétní výpočtové vztahy této metody budou uváděny v odstavci návrhový výpočet dle metody ε -NTU.

Vzhledem k náročnosti iteračních výpočtů u některých počítaných parametrů, je vhodné při návrhovém výpočtu výměníku ukládat vztahy a počítaná data do počítačového programu. Zde byl použit MS Office Excel, do kterého byly vloženy zde vypsané vzorce pro výpočty.

Prvním krokem v návrhovém výpočtu výměníku je nástřel geometrické charakteristiky, tzn. průměr, rozteče a počet řad teplosměnné trubky.

průměr teplosměnné trubky (d)..... 20 mm

tloušťka teplosměnné trubky (s) 1 mm

délka svazku (L)..... 870 mm

koeficient rozteče mezi řadami (t/d) 1,5

Počet teplosměnných trubek v první řadě (n) 5 ks

Počet teplosměnných trubek v poslední řadě (m) 15 ks

Start faktor (r) 1

Ze zadaného start faktoru r a počtu teplosměnných trubek první (n) a poslední (m) řady se vypočítá celkové množství trubek N .

$$N = r * (m + n) * \frac{(m-n+1)}{2} \quad (29)$$

Výpočet koeficientu přestupu tepla α v trubkách

Jelikož už je navrhnutá geometrická charakteristika, nyní je nutné pro výpočet koeficientu přestupu tepla α stanovit z tabulek termofyzikální vlastnosti chladicí vody. Konkrétně se jedná o měrnou kapacitu při stálém tlaku c_p [J/kg.K], tepelnou vodivost λ [W/m.K], dynamickou viskozitu η [Pa.s] a měrnou hmotnost ρ [kg/m³]. Všechny tyto vlastnosti se zjišťují při stálém tlaku a střední teplotě chladicí vody. Střední teplota se zjistí tak, že se odhadne výstupní teplota chladicí vody a spočítá se aritmetický průměr vstupní a výstupní teploty chladicí vody.

$$T_{i, \text{stř.}} = \frac{T_{i1} + T_{i2}}{2} \quad (30)$$

Pro stanovení koeficientu přestupu tepla α musí být známo Nusseltovo kritérium Nu [-], které se vypočítá dle druhu proudění, určeným Reynoldsovým kritériem Re [-]. Vzhledem k tomu, že byl zvolen jako kondenzátor výměník Hemce, bude v obou prostorech (trubkový i plášťový) turbulentní proudění. Pro Reynoldsovo kritérium je nutné přepočítat rychlost proudění v [m/s] a charakteristický rozměr l [m], který je u trubkového prostoru roven vnitřnímu průměru d_i [m] teplosměnné trubky.

$$d_i = d - (2 * s) \quad (31)$$

$$v_2 = \frac{\frac{\dot{m}_2}{\rho_2}}{\left(\frac{d_i}{2}\right)^2 * \pi * N} \quad (32)$$

$$Re_2 = \frac{v_2 * d_i * \rho_2}{\eta_2} \quad (33)$$

Nusseltovo kritérium pro trubkový prostor se dle [16] vypočítá za pomoci Reynoldsova a Prandtlova kritéria Pr [-].

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} * \eta_2}{\lambda_2} \quad (34)$$

$$Nu_2 = 0,023 * Re_2^{0,8} * Pr_2^{0,4} \quad (35)$$

Koeficient přestupu tepla v trubkovém prostoru α_2 [W/m².K] se vypočítá dle rovnice

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 * \lambda_2}{d_i} \quad (36)$$

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky | Poznámky |
|---|-------------|-----------|---------------------|-----------------------------------|
| provozní médium | | chl. voda | | |
| hmotnostní tok | m_2 | 3.5885 | kg/s | |
| vstupní teplota | T_{21} | 274.15 | K | |
| výstupní teplota | T_{22} | 278.796 | K | |
| střední teplota | $T_{2stř}$ | 276.47 | K | |
| tlak média | p_2 | 400000 | Pa | |
| měrná kapacita při střední teplotě | c_{p2} | 4207.94 | J/kg.K | |
| tepelná vodivost při střední teplotě | λ_2 | 0.57 | W/m.K | |
| charakteristický rozměr | d_i | 0.02 | m | vnitřní průměr teplosměnné trubky |
| měrná hmotnost při střední teplotě | ρ_2 | 1000.1 | kg/m ³ | |
| dynamická viskozita při střední teplotě | η_2 | 0.0016 | Pa.s | |
| rychlost proudění | v_2 | 0.128 | m/s | |
| | | | | |
| Reynoldsovo kritérium | Re_2 | 1440.38 | - | turbulentní proudění |
| Prandtlovo kritérium | Pr_2 | 11.88 | - | |
| Nusseltovo kritérium | Nu_2 | 20.82 | - | |
| koeficient přestupu tepla | α_2 | 656.35 | W/m ² .K | |
| zadané | | | | |
| tabulky | | | | |
| výpočet | | | | |

Tabulka 4. Výpis z výpočtového programu - trubkový prostor

Výpočet koeficientu přestupu tepla v plášti

Opět se nejdříve v tabulkách vyhledají hodnoty měrné kapacity při stálém tlaku c_p [J/kg.K], tepelné vodivosti λ [W/m.K], dynamické viskozity η [Pa.s] a měrné hmotnosti ρ [kg/m³] pro střední teplotu, při stálém tlaku. Střední teplota bioplynu se vypočítá dle vztahu (30).

Dle [16] je nutné při výpočtu Reynoldsova kritéria v plášti počítat s tzv. plošným hmotnostním tokem G_l [kg/m².s], který zjistíme z podílu hmotnostního toku \dot{m}_l [kg/s] a mezitrubkového průřezu A_l [m²].

$$A_l = A_T * a_r \quad (37)$$

kde A_T [m²] je plocha pro průtok v trubkovém prostoru a a_r [-] je poměr plochy průtoku plášťového prostoru k trubkovému prostoru.

$$A_T = \frac{N * \pi * d^2}{4} \quad (38)$$

kde N je celkový počet trubek a d [m] je vnější průměr teplosměnné trubky.

$$a_r = \left(\frac{8}{r}\right) * \left(\frac{t}{d_i}\right)^2 * \left(\frac{A_s}{A_a}\right) * \left(\frac{A_m}{A_s}\right) \quad (39)$$

kde d_i [m] je vnitřní průměr trubky, poměr $\left(\frac{A_s}{A_a}\right)$ [-] je korekce pro teplosměnnou plochu

$$\left(\frac{A_s}{A_a}\right) = 1 - \frac{d}{t} \quad (40)$$

a poměr $\left(\frac{A_m}{A_s}\right)$ [-] je korekce pro úhel šroubovice ve svazku

$$\left(\frac{A_m}{A_s}\right) = \left(\frac{1}{t-d}\right) * \left[\left(\frac{t}{2}\right) * \sqrt{\left(\frac{p}{2*t}\right)^2 + 1} + \left(\frac{t^2}{p}\right) * \ln\left(\frac{p}{2*t} + \sqrt{\left(\frac{p}{2*t}\right)^2 + 1}\right) - d\right] \quad (41)$$

kde r [-] je start faktor, t [m] je vzdálenost řad trubek, d [m] je vnější průměr teplosměnné trubky a p [m] je vzdálenost trubek ve vrstvě.

$$G_1 = \frac{\dot{m}_1}{A_1} \quad (42)$$

$$Re_1 = \frac{d * G_1}{\eta_1} \quad (43)$$

Nusseltovo kritérium Nu v plášťovém prostoru se dle [16] počítá pouze z Reynoldsova kritéria, na rozdíl od trubkového prostoru, kde vstupovalo i Prandtlovo kritérium.

$$Nu_1 = 0,0559 * Re_1^{0,794} \quad (44)$$

Ve výpočtu koeficientu přestupu tepla α na straně pláště se dle [16] jako charakteristický rozměr používá vnější průměr teplosměnné trubky d . Hodnota α_l se zvětšuje o Lewisův

korekční faktor Le popsaný v [18] jako podíl teplotní vodivosti a [m^2/s] a difuzivity D_{AB} [m^2/s].

$$Le = \frac{a}{D_{AB}} \quad (45)$$

$$a = \frac{\lambda_1}{c_{p1} * \rho_1} \quad (46)$$

$$D_{AB} = \frac{3,2 * 10^{-8} * T_{1stř.}^{1,75}}{p_1 * \left(V_A^{\frac{1}{3}} + V_B^{\frac{1}{3}} \right)^2} * \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (47)$$

kde $T_{1stř.}$ [K] je střední hodnota bioplynu, p_l [Pa] je tlak v mezitrubkovém prostoru, složka A je směs CO_2 a CH_4 , složka B je pro H_2O , V_A a V_B [m^3/mol] jsou molární objemy složek A a B , M_A a M_B [kg^3/mol] jsou molární hmotnosti složek A a B .

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 * \lambda_1}{d} * Le \quad (48)$$

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky | Poznámky |
|---|-------------|-------------|----------------------|----------|
| provozní médium | | bioplyn | | |
| hmotnostní tok | m_1 | 0.6725 | kg/s | |
| vstupní teplota | T_{11} | 303.15 | K | |
| výstupní teplota | T_{12} | 278.15 | K | |
| tlak | p_1 | 110000 | Pa | |
| měrná kapacita při střední teplotě | c_{p1} | 1541.37 | J/kg.K | |
| tepelná vodivost při střední teplotě | λ_1 | 0.0470 | W/m.K | |
| charakteristický rozměr | A_s | 0.2073 | m ² | |
| měrná hmotnost při střední teplotě | ρ_1 | 29.92 | kg/m ³ | |
| dynamická viskozita při střední teplotě | η_1 | 0.000049 | Pa.s | |
| plošný hmotnostní tok | G_s | 3.24 | kg/m ² .s | |
| | | | | |
| Reynoldsovo kritérium | Re_1 | 1335.91 | - | |
| Nusseltovo kritérium | Nu_1 | 16.95 | - | |
| Lewisův korekční faktor | Le | 2.64 | - | |
| Teplotní vodivost | a | 0.000001020 | m ² /s | |
| Difuzivita | D_{AB} | 0.000000387 | m ² /s | |
| koeficient přestupu tepla | α_1 | 105.19 | W/m ² .K | |
| zadané | | | | |
| tabulky | | | | |
| výpočet | | | | |

Tabulka 5. Výpis z výpočtového programu - prostor plášťe

Výpočet koeficientu prostupu tepla

Aby mohl být zjištěn koeficient prostupu tepla k [W/m².K], je nutné dopočítat dle [16] koeficient přestupu tepla stěnou α_w . Při jeho výpočtu potřebujeme znát tepelnou vodivost stěny teplosměnné trubky λ_w , kterou zjistíme z tabulek.

$$\alpha_w = \frac{2 * \lambda_w}{d * \ln \frac{d}{d_i}} \quad (49)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (50)$$

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|------------------------------------|-------------|----------|---------------------|
| tepelná vodivost stěny | λ_w | 15 | W/m.K |
| koeficient přestupu tepla ve stěně | α_w | 14236.83 | W/m ² .K |
| koeficient prostupu tepla | k | 90.09 | W/m ² .K |
| tabulky | | | |
| počítané | | | |

Tabulka 6. Výpis z výpočtového programu – koeficient prostupu tepla

Tepelný výpočet výměníku dle metody ε -NTU

Nejdříve je řečeno, jaký parametr výměníku je důležité dodržet. V tomto případě to je výstupní teplota bioplynu, teplota výstupní chladicí vody je variabilní. Při tepelném výpočtu výměníku dle metody ε -NTU se ověřuje správnost zvolené geometrické charakteristiky při dodržení minimální hodnoty teploty na výstupu bioplynu. Protože platí

$$\eta_T = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_{21}} \quad (51)$$

můžeme úpravou této rovnice dostat vztah pro výpočet výstupní teploty bioplynu.

$$T_{12} = \eta_T * (T_{21} - T_{11}) + T_{11} \quad (52)$$

kde η_T je termická účinnost. Vztah pro výpočet termické účinnosti je

$$\eta_T = \frac{2}{1 + \frac{W_1}{W_2} + Z * \cotgh * \frac{k * A}{2 * W_1} * Z} \quad (53)$$

kde A [m²] je teplosměnná plocha výměníku, k [W/m².K] je koeficient prostupu tepla, W_1 [J/s.K] je menší z hodnot tepelné kapacity, W_2 [J/s.K] je větší z hodnot tepelné kapacity. Tepelná kapacita na straně chladicí vody je pouze součin hmotnostního toku a měrné kapacity při stálém tlaku.

$$W_2 = \dot{m}_2 * c_{p2} \quad (54)$$

Jelikož v plášti dochází ke kondenzaci, skládá se výpočet tepelné kapacity ze součinu hmotnostního toku a měrné kapacity, který je zvětšen o složku odpovídající kondenzaci vodní páry v bioplynu.

$$W_1 = \dot{m}_1 * c_{p1} + \frac{\dot{m}_1 * \Delta x * \bar{h}_{KL}}{\Delta T_1} \quad (55)$$

kde Δx [kg_{H2O}/ kg_{SS}] je rozdíl měrných vlhkostí stavu 1 a 2, \bar{h}_{KL} [J/kg] je výparné teplo vody při střední teplotě bioplynu, ΔT_1 [K] je rozdíl vstupní a výstupní teploty bioplynu.

Člen Z [-] lze zjistit ze vztahu

$$Z = \sqrt{\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)^2 - 4 * p_p * \frac{W_1}{W_2}} \quad (56)$$

kde p_p [-] je index protiproudnosti, který se volí dle uspořádání výměníku. V případě výměníku Hemce, který je zcela protiproudý, je hodnota p_p rovna 1.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|--------------------------------------|---------------|----------|---------------------|
| První řada trubek | n | 5 | ks |
| Poslední řada trubek | m | 15 | ks |
| Délka trubek ve šroubovici | L | 0.87 | m |
| Rozdělení t/d | t/d | 1.5 | - |
| Start faktor | r | 1 | - |
| Průměr trubky | d | 0.020 | m |
| Tloušťka trubky | tl | 0.001 | m |
| Tepelná kapacita | W_1 | 3447.3 | W/K |
| Tepelná kapacita | W_2 | 15100.2 | W/K |
| Koeficient prostupu tepla | k | 90.09 | W/m ² .K |
| Index protiproudnosti | p_p | 1 | - |
| Termická účinnost | η_t | 0.596827 | - |
| Zadaná výstupní teplota bioplynu | T_{12} | 278.15 | K |
| Vypočítaná výstupní teplota bioplynu | T_{12_vyp} | 285.84 | K |
| zadané | | | |
| počítané | | | |

Tabulka 7. Výpis z výpočtového programu – 1. tepelný výpočet výměníku

Jak je patrné z Tabulka 7. při navrhnuté geometrické charakteristice není vypočítaná teplota na výstupu z bioplynu rovna nebo menší jak zadaná teplota na výstupu bioplynu z výměníku. Je proto nutné upravit geometrickou charakteristiku.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|--------------------------------------|---------------|----------|---------------------|
| První řada trubek | n | 5 | ks |
| Poslední řada trubek | m | 20 | ks |
| Délka trubek ve šroubovici | L | 0.87 | m |
| Rozdělení t/d | t/d | 1.5 | - |
| Start faktor | r | 1 | - |
| Průměr trubky | d | 0.020 | m |
| Tloušťka trubky | tl | 0.001 | m |
| Tepelná kapacita | W_1 | 3251.3 | W/K |
| Tepelná kapacita | W_2 | 15100.2 | W/K |
| Koeficient prostupu tepla | k | 56.15 | W/m ² .K |
| Index protiproudnosti | p_p | 1 | - |
| Termická účinnost | η_t | 0.661970 | - |
| Zadaná výstupní teplota bioplynu | T_{12} | 278.15 | K |
| Vypočítaná výstupní teplota bioplynu | T_{12_vyp} | 283.95 | K |
| zadané | | | |
| počítané | | | |

Tabulka 8. Výpis z výpočtového programu – 2. tepelný výpočet výměníku

Změna počtu trubek v poslední řadě na 20 ks, jak lze vyčíst z Tabulka 8., je nedostatečná.

V dalším tepelném výpočtu bude změněna dimenze teplosměnné trubky.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|--------------------------------------|---------------|----------|---------------------|
| První řada trubek | n | 5 | ks |
| Poslední řada trubek | m | 20 | ks |
| Délka trubek ve šroubovici | L | 0.87 | m |
| Rozdělení t/d | t/d | 1.5 | - |
| Start faktor | r | 1 | - |
| Průměr trubky | d | 0.014 | m |
| Tloušťka trubky | tl | 0.001 | m |
| Tepelná kapacita | W_1 | 2941.5 | W/K |
| Tepelná kapacita | W_2 | 15100.2 | W/K |
| Koeficient prostupu tepla | k | 107.35 | W/m ² .K |
| Index protiproudnosti | p_p | 1 | - |
| Termická účinnost | η_t | 0.794242 | - |
| Zadaná výstupní teplota bioplynu | T_{12} | 278.15 | K |
| Vypočítaná výstupní teplota bioplynu | T_{12_vyp} | 280.12 | K |
| zadané | | | |
| počítané | | | |

Tabulka 9. Výpis z výpočtového programu – 3. tepelný výpočet výměníku

Ani změna dimenze teplosměnné trubky není dostatečná pro dosažení požadované teploty na výstupu bioplynu, viz. Tabulka 9.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|--------------------------------------|---------------|----------|---------------------|
| První řada trubek | n | 4 | ks |
| Poslední řada trubek | m | 21 | ks |
| Délka trubek ve šroubovici | L | 0.87 | m |
| Rozdělení t/d | t/d | 1.4 | - |
| Start faktor | r | 1 | - |
| Průměr trubky | d | 0.014 | m |
| Tloušťka trubky | tl | 0.001 | m |
| Tepelná kapacita | W_1 | 2798.3 | W/K |
| Tepelná kapacita | W_2 | 15100.2 | W/K |
| Koeficient prostupu tepla | k | 119.18 | W/m ² .K |
| Index protiproudosti | p_p | 1 | - |
| Termická účinnost | η_t | 0.871665 | - |
| Zadaná výstupní teplota bioplynu | T_{12} | 278.15 | K |
| Vypočítaná výstupní teplota bioplynu | T_{12_vyp} | 277.87 | K |
| zadané | | | |
| počítané | | | |

Tabulka 10. Výpis z výpočtového programu – 4. tepelný výpočet výměníku

V Tabulka 10. lze vyčíst, že změna počtu trubek v první a poslední řadě, spolu se změnou rozdělení t/d je dostatečná pro dosažení žádané hodnoty výstupní teploty bioplynu na výstupu z výměníku. S touto geometrickou charakteristikou tedy bude počítáno při konstrukčním návrhu výměníku.

Tepelný výkon výměníku

Výpočet tepelného výkonu výměníku je dle metody ε -NTU

$$Q = \eta_T * (T_{11} - T_{12}) * W_1 \quad (57)$$

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|-------------------|----------|----------|----------|
| Tepelná kapacita | W_1 | 2790.9 | W/K |
| Termická účinnost | η_t | 0.876026 | - |
| Tepelný výkon | Q | 70.9 | kW |

počítané

Tabulka 11. Výpis z výpočtového programu – výpočet tepelného výkonu

[14] [15] [16] [17] [18] [19]

5. Konstrukční návrh výměníku

Prvním krokem při návrhu vinutého výměníku typu HEMCE je výpočet průměrů vinutých teplosměnných trubek. První vrstva vinutých trubek se vypočítá ze vztahu

$$D_1 = (2 * n - 1) * (d * t) + (d * t) \quad (58)$$

kde n je počet trubek v první vrstvě, d [m] je vnější průměr teplosměnné trubky, t [m] je vzdálenost řad trubek. Další vrstvu vinutých trubek lze zjistit z

$$D_2 = D_1 + (d * t * 2) \quad (59)$$

Rovnice (59) se opakuje tak dlouho až se vypočítá poslední průměr šroubovice teplosměnných trubek. Dalším parametrem pro modelování v 3D kreslicím programu je výpočet stoupání šroubovice H_i [m] pro každou řadu trubek.

$$H_i = \frac{L}{p * n_i} \quad (60)$$

kde L [m] je délka trubkového svazku, p [m] je vzdálenost trubky ve vrstvě, n_i je počet trubek v dané vrstvě. Při návrhu vinutí teplosměnné trubky výměníku HEMCE je využíváno výpočtového algoritmu společnosti VAKADING spol. s r. o., Zlín.

V Příloze č. 1 je sjetina ze zmíněného algoritmu. Ze získané hodnoty „obálky“ poslední šroubovice se určí průměr výměníku, tak aby mezera mezi vnitřním průměrem a „obálkou“ poslední šroubovice nebyla zbytečně velká. Ten samý postup je i při určování vnitřní trubky, která funguje jako vymezení volného prostoru. Roztečné kružnice na trubkovnicích, do kterých jsou vinuté trubky zavařeny, jsou totožné s průměrem šroubovice dané trubky.

Z dříve získaných zkušeností při konstruování výměníku HEMCE jsou navrhovány jednotlivé pozice, s tím, že některé jsou kontrolovány pevnostním výpočtem dle ČSN 69 0010. Dimenze hrdel bioplynu a vody jsou volena tak, aby rychlost média byla při vstupu do výměníku v přijatelných mezích.

5.1 Konstrukce výměníku

U výměníku HEMCE je trubkový svazek sestavován z mnoha vrstev hladkých trubek svi-
nutých do vícechodé šroubovice. Trubky jsou zavařeny do dvou plochých kruhových trub-

kovnic. Směr vinutí šroubovic mezi vrstvami je volen jako protisměrný. Těleso výměníku je tvořeno válcovým pláštěm se svislou osou, sendvičovými komorami. Ve výměníku je dosahováno vysokých součinitelů přestupu tepla a výkonů v poměru k zaujatému objemu svazku a relativně nízkých tlakových ztrát. Součinitel přestupu tepla v trubkách je díky zakřivení výrazně intenzifikován především u kapalných medií. Výměník je navržen a konstruován dle pravidel pro tlaková zařízení (TZ) PED 97/23/EC.

Na spodní straně výměníku je do trubkového prostoru zaústěno hrdlo H3, vstup chladicí vody, o dimenzi příruby DN65/PN10. Na horní straně výměníku je zaústěno hrdlo výstupu chladicí vody H4 o dimenzi příruby DN65/PN10. Příruby jsou dle normy EN 1092-1.

Na plášti je umístěno hrdlo vstupu spalin H1 o průměru 250 mm, hrdlo výstupu spalin H2 o průměru 250 mm a hrdlo odvodu kondenzátu H5 o průměru 33,7 mm.

Nosná konstrukce pod výměník je sestavena z jácklů, opatřena patkami pro připevnění výměníku k zemi za pomoci chemických kotev. Nosná konstrukce je spojena s rámem šroubovými spoji.

5.2 Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočet obou trubkovnic, teplosměnných trubek, dna, víka, pláště a hrdel vody je proveden v interním programu společnosti VAKADING spol. s r. o. V příloze č. 2 je kopie provedeného výpočtu.

Všechny navržené a kontrolované části kondenzačního výměníku vyhověli provedenému pevnostnímu výpočtu.

5.3 Hydraulický výpočet

Pro navazující profese je důležitá i tlaková ztráta výměníku na straně chladicí vody a bioplynu. Proto zde bude proveden výpočet tlakové ztráty v obou prostorech.

Tlaková ztráta v trubkovém prostoru

Vztah pro výpočet tlakové ztráty v trubkách je

$$\Delta p_2 = \left(\frac{4 * f_2 * G_2^2}{2 * \rho_2} \right) * \left(\frac{l}{d_i} \right) \quad (61)$$

kde ρ_2 [kg/m³] je měrná hmotnost vody při střední teplotě, f_2 [-] je korekce průtoku z důvodu třecích sil. Vztah pro tuto korekci určili Mori a Nakayama [16]. Aby byla zvolena

vhodná hodnota koeficientu, provede se výpočet při D_{min} a D_{max} a posléze se zjistí jejich aritmetický průměr.

$$f_{2,min} = \frac{0,305 * \left\{ 1 + \frac{0,112}{\left[Re_2 * \left(\frac{d}{D_{min}} \right)^2 \right]} \right\} * \sqrt{\frac{d}{D_{min}}}}{4 * \left[Re_2 * \left(\frac{d}{D_{min}} \right)^2 \right]^{0,2}} \quad (62)$$

kde D_{min} [m] je vnitřní průměr trubkového svazku, který zjistíme ze vztahu

$$D_{min} = ((2 * n - 1) * t) + t \quad (63)$$

kde n je počet trubek první řady, t [m] je vzdálenost řad trubek.

$$f_{2,max} = \frac{0,305 * \left\{ 1 + \frac{0,112}{\left[Re_2 * \left(\frac{d}{D_{max}} \right)^2 \right]} \right\} * \sqrt{\frac{d}{D_{max}}}}{4 * \left[Re_2 * \left(\frac{d}{D_{max}} \right)^2 \right]^{0,2}} \quad (64)$$

kde D_{max} [m] je vnější průměr trubkového svazku, který zjistíme ze vztahu

$$D_{max} = ((2 * m + 1) * t) - (t - d) \quad (65)$$

kde m je počet trubek poslední řady.

$$f_2 = \frac{f_{2,min} + f_{2,max}}{2} \quad (66)$$

Plošný hmotnostní tok G_2 [kg/m².s] v trubkovém prostoru se zjistí ze vztahu

$$G_2 = \frac{\dot{m}_2}{A_T} \quad (67)$$

kde \dot{m}_2 [kg/s] je hmotnostní tok chladicí vody a A_T [m²] je plocha pro průtok v trubkovém prostoru z rovnice (38). Pro výpočet tlakové ztráty v trubkách je nutné ještě znát délku rozvinuté teplosměnné trubky l [m]

$$l = \frac{L}{\frac{r}{2 * \pi}} \quad (68)$$

kde L [m] je délka vinutého svazku, r [-] je startovací faktor.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|---|--------------|---------|----------------------|
| Vnitřní průměr trubkového svazku | D_{\min} | 0.1512 | m |
| Min. hodnota korekce průtoku z důvodu třecích sil | $f_{2,\min}$ | 0.01512 | - |
| Vnější průměr trubkového svazku | D_{\max} | 0.8078 | m |
| Max. hodnota korekce průtoku z důvodu třecích sil | $f_{2,\max}$ | 0.01709 | - |
| Aritmetický průměr korekce průtoku z důvodu třecích sil | f_2 | 0.01143 | - |
| Plošný hmotnostní tok | G_2 | 141.02 | kg/m ² .s |
| Měrná hmotnost vody při střední teplotě | ρ_2 | 1000.10 | kg/m ³ |
| Délka rozvinuté teplosměnné trubky | l | 5.47 | m |
| Vnitřní průměr teplosměnné trubky | d_i | 0.012 | m |
| Tlaková ztráta v trubkách | Δp_2 | 207.04 | Pa |
| počítané | | | |
| tabulky | | | |
| zadané | | | |

Tabulka 12. Výpis z výpočtového programu – výpočet tlakové ztráty v trubkách

Tlaková ztráta v plášťovém prostoru

Vztah pro výpočet tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru je

$$\Delta p_1 = \left(\frac{4 * f_1 * G_1^2}{2 * \rho_1} \right) * \left(\frac{l}{d_i} \right) * \left(\frac{d}{a_r * d_i} \right) \quad (69)$$

kde G_1 [kg/m².s] je plošný hmotnostní tok v prostoru pláště, známý z rovnice (42), ρ_1 [kg/m³] je měrná hmotnost bioplynu při střední teplotě, l [m] je délka rozvinuté teplosměnné trubky, d_i [m] je vnitřní průměr trubky, d [m] je vnější průměr trubky, a_r [-] je poměr plochy průtoku plášťového prostoru k trubkovému prostoru, známý z rovnice (39), f_1 [-] je součinitel tření v mezitrubkovém prostoru

$$f_1 = P_y * 0,26 * Re^{-0,117} \quad (70)$$

kde P_y [-] je korekce součinitele tření

$$P_y = 1 - \left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{d}{t}\right)^2 \quad (71)$$

kde t [m] je vzdálenost řad trubek.

| Název | Značka | Hodnota | Jednotky |
|--|--------------|---------|----------------------|
| Součinitel tření | f_1 | 0.3416 | - |
| Korekce součinitele tření | P_y | 0.5691 | - |
| Plošný hmotnostní tok | G_1 | 4.43 | kg/m ² .s |
| Měrná hmotnost bioplynu při střední teplotě | ρ_1 | 29.92 | kg/m ³ |
| Délka rozvinuté teplosměnné trubky | l | 5.47 | m |
| Vnitřní průměr teplosměnné trubky | d_i | 0.012 | m |
| Vnější průměr teplosměnné trubky | d | 0.014 | m |
| Poměr plochy průtoku plášťového prostoru k trubkovému prostoru | a_r | 5.963 | - |
| Tlaková ztráta v plášti | Δp_1 | 39.98 | Pa |
| počítané | | | |
| tabulky | | | |
| zadané | | | |

Tabulka 13. Výpis z výpočtového programu – výpočet tlakové ztráty v plášti

Vyhodnocení tlakové ztráty v obou prostorech

Tlaková ztráta v trubkách je 207 Pa a v plášti je 40 Pa.

[16]

6. Závěr

Pro bližší seznámení s bioplynem byl nejdříve popsán postup získávání spolu s podmínkami tvorby bioplynu. Z vyjmenovaného využití bioplynu je zřejmé, že je bioplyn jako palivo v zájmu technické veřejnosti a je rozšiřováno jeho použití v různých odvětvích. Před samotným návrhem výměníku musí být vždy známo látkové složení bioplynu, které má velký vliv na fyzikální vlastnosti dané směsi plynů.

Dalším nezbytným krokem při návrhu výměníku byla vyrovnaná bilance, jak hmotnostní, tak entalpických toků. Jakmile se tato podmínka splnila, přistoupila jsem k samotnému tepelnému návrhu výměníku. Nejdříve jsem zvolila předpokládanou geometrii výměníku, po té jsem vypočítala koeficient prostupu tepla, který jsem potřebovala při zjišťování termické účinnosti. Pro zjištění výstupní teploty bioplynu byla použita právě hodnota termické účinnosti.

Při prvním výpočtu výstupní teploty bioplynu pomocí termické účinnosti jsem zjistila, že navrhnutá geometrická charakteristika výměníku je nevhodně zvolena. Postupně jsem geometrii výměníku upravovala tak, aby vyhovovala podmínce, že výstupní teplota zjištěná z výpočtu termické účinnosti musí být rovna nebo menší, jak zadaná teplota bioplynu. Při několikátém přepočtu zvolené geometrické charakteristiky se projevila výhoda v zapsaných vzorcích do počítačového programu – MS Office Excel.

Závěrem mohu konstatovat, že kontrolním přepočtem zjištěná geometrická charakteristika zapsaná do zkratky 4/21-1,35-1-14-870 splňuje podmínku, že výstupní teplota bioplynu je nižší než 5 °C, v tomto případě 4,6 °C.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] STRAKA, František a Michal DOHÁNYOS. *Bioplyn: [příručka pro výuku, projekci a provoz bioplynových systémů]*. 2. rozš. a dopl. vyd. Praha [i.e. Říčany u Prahy]: Gas, 2006, 706 s. ISBN 80-7328-090-6.
- [2] EDER, Barbara, Andreas KRIEG, Hans MITTERLEITNER, Marie ŠEDIVÁ a Heinz SCHULZ. *Bioplyn v praxi: teorie - projektování - stavba zařízení - příklady*. 1. české vyd. Ostrava: HEL, 2004, 167 s. ISBN 80-86167-21-6.
- [3] KOUŘA, Jaroslav. *Bioplynové stanice s mokřým procesem*. 1. vyd. Praha: Pro Českou komoru autorizovaných inženýrů a techniků činných ve výstavbě (ČKAIT) vydalo Informační centrum ČKAIT, 2008, 119 s. ISBN 978-80-87093-33-7.
- [4] *Internetový portál společnosti Ökobit* [online]. Föhren, [cit. 2015-4-11]. Dostupné z WWW: <<http://www.oekobit-biogas.com/cz/proces-vzniku-bioplynu.html>>
- [5] MUŽÍK, Oldřich, KÁRA, Jaroslav: Možnosti výroby a využití bioplynu v ČR. *Biom.cz* [online]. 2009-03-04 [cit. 2015-04-12]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/moznost-vyroby-a-vyuziti-bioplynu-v-cr>>. ISSN: 1801-2655.
- [6] STRAKA, František, DOUCHA, Jiří: Nové možnosti energetického využití bioplynu. *Biom.cz* [online]. 2011-07-11 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/nove-moznosti-energetickeho-vyuziti-bioplynu>>. ISSN: 1801-2655.
- [7] STUPAVSKÝ, Vladimír: Mikrokogenerace a trigenerace. *Biom.cz* [online]. 2010-08-09 [cit. 2015-04-12]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/mikrokogenerace-a-trigenerace>>. ISSN: 1801-2655.
- [8] *Internetový portál společnosti Enviton* [online]. Brno, © 2008 [cit. 2015-4-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.bioplynovestanice.cz/technologie-bps/pouziti-bioplynu-v-doprave/>>

- [9] *Internetový portál vydavatelství Vega s.r.o. Stavebnictví3000.cz* [online]. © 2014-2015 [cit. 2015-4-12]. Dostupné z WWW: <<http://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/palivove-clanky-pro-vyrobu-elektriny-a-tepla-pro-domacnost/>>
- [10] MÍKA, Vladimír. *Základy chemického inženýrství*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1977, 870 s.
- [11] HÁLA, Eduard. *Úvod do chemické termodynamiky*. Vyd. 1. Praha: Academia, 1975, 372 s.: il.
- [12] KALČÍK, Josef. *Technická termodynamika*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963, 565 s.
- [13] CHYSKÝ, Jaroslav. *Vlhký vzduchu*. 2., upr. a dopl. Vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1977, 156 s.
- [14] Kolektiv autorů pro NIST Chemistry WebBook. Termofyzikální vlastnosti fluidních systémů. [online databáze] National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, [citované dne 2015-05-02]. Dostupné z WWW: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>>
- [15] PAVLŮ, Jaroslav. *Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky: Computing software and methodology development for refrigeration minichannel condenser evaluation*. 2012. 150 l. Dizertační práce. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.
- [16] ROHSENOW, Warren M, J HARTNETT a Young I CHO. *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, c1998, 1 sv. (různé stránkování). ISBN 0-07-053555-8.
- [17] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody: výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997, 165 s. ISBN 8001016307.
- [18] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. 3. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005 dotisk, 299 s. ISBN 80-01-02933-6.

- [19] KUDRNA, Vladimír a Vladimír MÍKA. *14 Základy difuze*. [online] Ústav chemického inženýrství VŠCHT v Praze. [citované dne 2015-05-08]. Dostupné z WWW: <<https://vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k14.difuze.pdf>>

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|--|----|
| Obr. 1 Vliv teploty vyhřívacího procesu a doby kontaktu na množství a složení vyrobeného plynu [2]..... | 13 |
| Obr. 2 Proudové schéma kondenzátoru | 20 |

SEZNAM TABULEK

| | |
|--|----|
| Tabulka 1. Složení bioplynu | 18 |
| Tabulka 2. Prázdná tabulka bilancí | 22 |
| Tabulka 3. Vyplněná tabulka bilancí | 27 |
| Tabulka 4. Výpis z výpočtového programu - trubkový prostor | 30 |
| Tabulka 5. Výpis z výpočtového programu - prostor pláště | 33 |
| Tabulka 6. Výpis z výpočtového programu – koeficient prostupu tepla | 34 |
| Tabulka 7. Výpis z výpočtového programu – 1. tepelný výpočet výměníku | 35 |
| Tabulka 8. Výpis z výpočtového programu – 2. tepelný výpočet výměníku | 36 |
| Tabulka 9. Výpis z výpočtového programu – 3. tepelný výpočet výměníku | 36 |
| Tabulka 10. Výpis z výpočtového programu – 4. tepelný výpočet výměníku | 37 |
| Tabulka 11. Výpis z výpočtového programu – výpočet tepelného výkonu | 38 |
| Tabulka 12. Výpis z výpočtového programu – výpočet tlakové ztráty v trubkách | 42 |
| Tabulka 13. Výpis z výpočtového programu – výpočet tlakové ztráty v plášti | 43 |

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Tabulka vinutých trubek

Příloha č. 2 – Pevnostní výpočet výměníku

Příloha č. 3 – Výkres vinutého trubkového svazku ZSK 01

Příloha č. 1 – Tabulka vinutých trubek

Zadáni:

Průměr trubky – 14 mm

Počet řad trubek – 4/21 ks

Rozdělení t/d – 1,35

Délka svazku L – 870 mm

Start faktor r – 1

| ŠROUBOVICE | 1. | 2. | 3. | 4. | 5. | 6. | 7. | 8. | 9. | 10. | 11. | 12. | 13. | 14. | 15. | 16. | 17. | 18. | |
|---------------------------|------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|
| VNĚJŠÍ PR. ŠROUBOVICE | ø 165.2 | ø 203.0 | ø 240.8 | ø 278.6 | ø 316.4 | ø 354.2 | ø 392.0 | ø 429.8 | ø 467.6 | ø 505.4 | ø 543.2 | ø 581.0 | ø 618.8 | ø 656.6 | ø 694.4 | ø 732.2 | ø 770.0 | ø 807.8 | mm |
| STŘEDNÍ PR. ŠROUBOVICE | ø 151.2 | ø 189.0 | ø 226.8 | ø 264.6 | ø 302.4 | ø 340.2 | ø 378.0 | ø 415.8 | ø 453.6 | ø 491.4 | ø 529.2 | ø 567.0 | ø 604.8 | ø 642.6 | ø 680.4 | ø 718.2 | ø 756.0 | ø 793.8 | mm |
| VNITŘNÍ PR. ŠROUBOVICE | ø 137.2 | ø 175.0 | ø 212.8 | ø 250.6 | ø 288.4 | ø 326.2 | ø 364.0 | ø 401.8 | ø 439.6 | ø 477.4 | ø 515.2 | ø 553.0 | ø 590.8 | ø 628.6 | ø 666.4 | ø 704.2 | ø 742.0 | ø 779.8 | mm |
| POČET TRUBEK VE VRSTVĚ | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 225 ks |
| SMĚR VINUTÍ TRUBEK | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | pravé | levé | |
| VÝCHOZÍ DÉLKA TRUBKY | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | 5466 | mm |
| POČET ZÁVITŮ ŠROUBOVICE | 11.4 | 9.1 | 7.6 | 6.5 | 5.7 | 5.0 | 4.5 | 4.1 | 3.8 | 3.5 | 3.2 | 3.0 | 2.8 | 2.7 | 2.5 | 2.4 | 2.3 | 2.2 | |
| POČET ZÁVITŮ VE VRSTVĚ | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | 45.4 | |
| ROVNÉ KONCE ŠROUBOVICE | A _{výr} | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | mm |
| | B _{výr} | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | 195 | mm |
| DÉLKA TRUBKY | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | 5856 | mm |
| DÉLKA TRUBEK VE VRSTVĚ | 23.4 | 29.3 | 35.1 | 41.0 | 46.9 | 52.7 | 58.6 | 64.4 | 70.3 | 76.1 | 82.0 | 87.8 | 93.7 | 99.6 | 105.4 | 111.3 | 117.1 | 123.0 | |
| ROZTEČ RADIÁLNÍ | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | 18.9 | |
| ROZTEČ PODÉLNÁ | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | 19.1 | |
| STOUPÁNÍ ŠROUBOVICE | 76.6 | 95.7 | 114.9 | 134.0 | 153.2 | 172.3 | 191.4 | 210.6 | 229.7 | 248.9 | 268.0 | 287.2 | 306.3 | 325.4 | 344.6 | 363.7 | 382.9 | 402.0 | |